

ремных, В.П. Сиваков, С.Н. Вихарев. – Екатеринбург: Уральск. гос. лесотехн. ун-т, 2006. – 484 с.

2. Санников А.А. Колебания бумагоделательных машин и пути их устранения / А.А. Санников, А.М. Витвинин, Е.М. Королев. – М.: Лесная промышленность, 1976. – 128 с.

Пашков В.К., Шишкин Д.Д. (УГЛТУ, г. Екатеринбург, РФ)

МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ ОЦЕНКИ ВИБРОАКТИВНОСТИ ГИБКИХ ВРАЩАЮЩИХСЯ ДИСКОВ

METHODS AND MEANS OF EXPERIMENTAL ESTIMATION VIBRATION ACTIVITY OF FLEXIBLE ROTATING DISKS

Режущие инструменты с корпусом в виде гибкого диска будут надежно работать, если положенная в основу эксплуатации форма равновесия устойчива. Для круглых плоских пил это плоская форма равновесия. Предельные значения внешних сил или факторов их обуславливающих, при которых становится возможным появление новых форм равновесия, называются критическими. При назначении рабочих частот вращения таких инструментов необходимо обеспечить их положение вне зоны динамической неустойчивости. Необходимые теоретические сведения о колебаниях и устойчивости круглых плоских пил изложены в работе [1].

Для отстройки рабочих частот пил от зон динамической неустойчивости необходимо знать, в общем случае, значения следующих параметров: статическую $\nu_{ст}$ и динамическую $\nu_{д}$ частоты диска; частоту назад ν_1 и вперед ν_2 бегущих цепей волн; число узловых диаметров λ наиболее вероятной формы колебаний диска; коэффициент динамичности B ; критическую частоту вращения $n_{кр}$. Эти параметры определяются экспериментально или расчетным путем.

В силу отклонений в линейных размерах, формы, начальных напряжений для одинаковых типоразмеров пил предпочтение отдают экспериментальным методам оценки виброактивности дисков. Известно несколько экспериментальных методов [2, 3, 4, 5].

На рис.1 приведена блок-схема экспериментальной установки для исследования форм λ и собственных частот колебаний $\nu_{ст}$, $\nu_{д}$ дисков пил.

Установка позволяет регистрировать и записывать сигнал дифференциального индуктивного датчика на осциллографе Н-008 и ЭО-7 параметров $\nu_{д}$ (от датчика 2), $\nu_{д}$, ν_1 и ν_2 (от датчика 8) диска и число оборотов пильного вала n от датчика 9. Колебания в диске возбуждаются генератором звуковой частоты ЗГ-10 при положении переключателя в позиции I. Значения частоты $\nu_{д}$ выведены дополнительно на экран электронного частотомера (поз. II), значения n (поз. III).

Типовая осциллограмма колебаний пилы приведена на рис. 2.

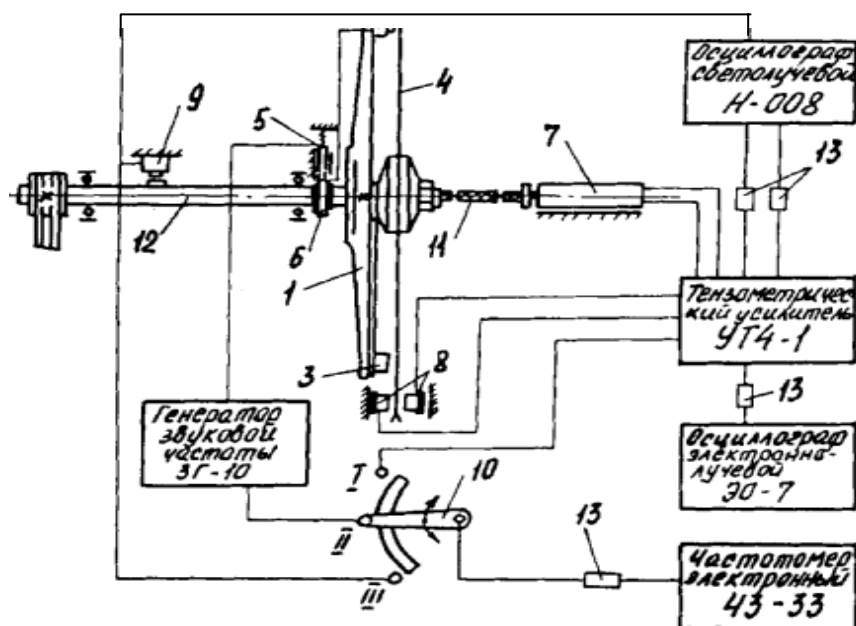


Рисунок 1 – Блок-схема экспериментальной установки: 1 – жесткий массивный диск; 2 – электромагнитный вибратор; 3 – индуктивный датчик; 4 – пильный диск; 5 – щетки; 6 – кольца токопроводящего устройства к вибратору 2; 7 - ртутный токосъемник; 8 – дифференциальный индуктивный датчик; 9 – отметчик числа оборотов; 10 – переключатель на позиции I, II и III; 11 – муфта; 12 – пильный вал; 13 – разъемы

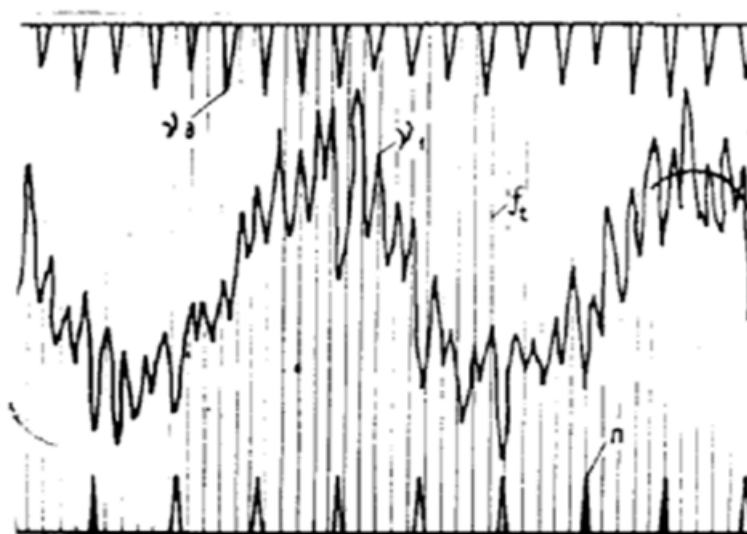


Рисунок 2 – Типовая осциллограмма колебаний пильного диска по форме с двумя узловыми диаметрами

Частота записанного процесса $\nu(\nu_d, \nu_1, \nu_2, n)$, Гц определяется из отношения

$$\nu = (f_t K) / K_t, \quad (1)$$

где f_t – частота отметчика времени, $f_t = 100$ Гц;

K_t – число отметок времени;

K – число периодов записанного процесса на длине осциллограммы, соответствующей значению K_t .

Определим параметры колебательного процесса пильного диска (рис. 2) по формуле (1): частота вращения пилы $n = 100 \cdot 8/41 = 19,5 \text{ с}^{-1}$; частота вперед бегущей волны колебаний по диску $\nu_1 = 100 \cdot 18/21 = 85,7 \text{ Гц}$; назад бегущей волны $\nu_2 = 100 \cdot 1/21 = 4,9 \text{ Гц}$; динамическая частота $\nu_d = 100/8/17 = 47 \text{ Гц}$.

Статическая частота $\nu_{ст}$ определяется по экрану электронного частотомера ЧЗ-33 визуально при $n = 0$, а форма колебаний – по количеству всплесков амплитуды колебаний на экране осциллографа при повороте вала вручную на один оборот. Только после этого вал разгоняется до заданного числа оборотов. Частота диска в статике $\nu_{ст} = 31,2 \text{ Гц}$. Остальные параметры колебательного процесса пилы определяются расчетом.

Динамический коэффициент B определяется по формуле

$$B = (\nu_d^2 - \nu_{ст}^2)/n^2 ; \quad (2)$$

$$B = (47^2 - 31,2^2)/19,5^2 = 3,2.$$

Число узловых диаметров (форма колебаний) λ определяется по формуле

$$\lambda = (\nu_1 - \nu_2)/2n ; \quad (3)$$

$$\lambda = (85,7 - 4,9)/(2 \cdot 19,5) = 2.$$

Критическая частота вращения $n_{кр}$ определяется по формуле

$$n_{кр} = \nu_d/\lambda ; \quad (4)$$

$$n_{кр} = 47/2 = 23,5 \text{ с}^{-1}.$$

Рабочая частота вращения пилы должна удовлетворять неравенству

$$n_{раб} \leq 0,85 n_{кр} . \quad (5)$$

В нашем случае $n_{раб} = 19,5 \leq 0,85 \cdot 23,5 = 20 \text{ с}^{-1}$.

Описанный метод точен, но при этом требуется сложная экспериментальная установка и неприемлем для исследования колебаний дисков при резании. В этом случае используют два неподвижных датчика колебаний, размещенных на одной окружности с центральным углом ϕ , например 30° . Датчиками регистрируются параметры ν_1, ν_2 . Форму колебаний устанавливают по сдвигу фаз между кривыми, записанными разными датчиками по назад бегущим волнам i . Если этот сдвиг выразить в долях периода рассматриваемой длины волны, то число узловых диаметров λ будет равно

$$\lambda = 360 / (\theta i). \quad (6)$$

Резонансные колебания в пиле поддерживаются двумя электромагнитными вибраторами, один из которых работает с частотой ν_1 , второй с частотой ν_2 . Схема размещения дифференциальных индуктивных датчиков и вибраторов приведена на рис. 3,а. Установка отличается от описанной выше отсутствием жесткого диска с вибратором и датчиком, установленными на нем.

На рис. 3,б приведена типовая осциллограмма колебаний диска пилы с $\lambda = 2$. Записи на осциллограммах соответствуют нарастанию времени слева направо.

Определим по осциллограмме (см. рис. 3,б) параметры $\nu_1, \nu_2, \lambda, \nu_d$ с учетом формул (1)-(5). На четырех оборотах пилы размещается 51 отметка времени t_0 , следовательно, пила вращается со скоростью $n = 500 \cdot 4/51 = 39,2 \text{ с}^{-1}$. В интервале семи оборотов укладывается четыре волны с низкой частотой ν_2 и 32 волны с высокой частотой ν_1 , тогда $\nu_2 = 39,2^2 \cdot 4/7 = 22,4 \text{ Гц}$, а $\nu_1 = 39,2 \cdot 32/7 = 179,2 \text{ Гц}$.

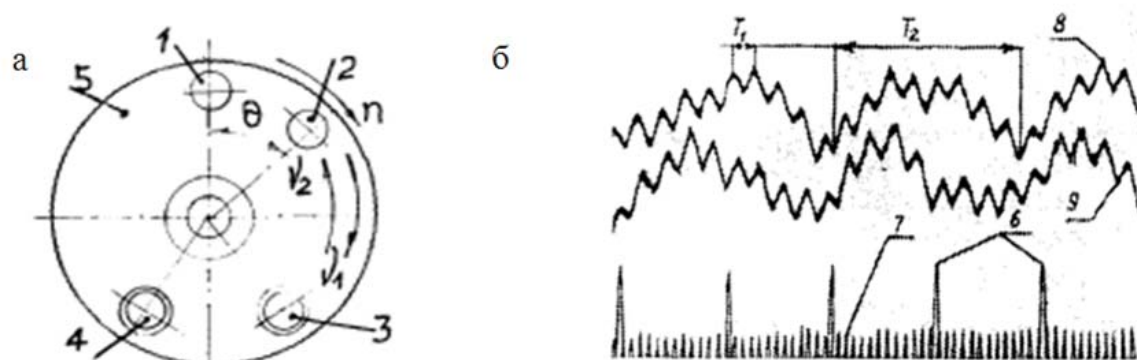


Рисунок 3 – Схема регистрации колебательного процесса диска пилы: а – размещение датчиков и вибраторов относительно диска; б – осциллограмма колебаний диска с $\lambda = 2$; 1, 2 – дифференциальные индуктивные датчики; 3, 4 – электромагнитные вибраторы; 5 – пила; 6 – отметки оборотов пилы n ; 7 – отметчик времени t_i ($f_i = 500$ Гц); 8, 9 – колебания диска пилы, записанные соответственно датчиками 1 и 2; T_1 , T_2 – периоды полного колебания соответственно для вперед v_1 и назад v_2 бегущих волн

Цепь волн с низкой частотой достигает датчика 2 раньше, чем датчика 1. Сдвиг по фазе составляет $1/6$ расстояния между двумя максимальными амплитудами верхней и нижней кривой. Это свидетельствует, что зарегистрирована назад бегущая цепь волн, центральный угол между соседними максимальными амплитудами составляет $30 \cdot 6 = 180^\circ$, а диск совершает колебания с $\lambda = 2$. Действительно, по формуле (3) $\lambda = (179,2 - 22,4)/(2 \cdot 39,2) = 2$.

Динамическую частоту ν_d определяем по формуле

$$\nu_d = \nu_1 - 2n; \quad (7)$$

$$\nu_d = 179,2 - 2 \cdot 39,2 = 100,8 \text{ Гц.}$$

В неподвижном диске при возбуждении в нем колебаний датчики регистрируют одну и ту же частоту собственных колебаний $\nu_{ст} = 82,5$ Гц.

Динамический коэффициент определяем по формуле (2)

$$B = (100,8^2 - 82,5^2)/39,2^2 = 2,19. \text{ Критическая частота вращения по (4)}$$

$$n_{кр} = 100,8/2 = 50,4 \text{ с}^{-1}.$$

Параметры колебаний пилы, в случае необходимости, можно определить по частоте лишь одной из бегущих волн. Для этого достаточно записать процесс колебаний с узловыми диаметрами λ для трех различных произвольных частот вращения n_1 , n_2 и n_3 [4]. При их определении по вперед бегущей цепи волн ν_1 составляется система уравнений:

$$\begin{aligned} (\nu_{11} - \lambda n_1)^2 &= \nu_{ст}^2 + B n_1^2; \\ (\nu_{12} - \lambda n_2)^2 &= \nu_{ст}^2 + B n_2^2; \\ (\nu_{13} - \lambda n_3)^2 &= \nu_{ст}^2 + B n_3^2. \end{aligned} \quad (8)$$

Значения B и $\nu_{ст}$ определяются решением совместно любой пары уравнений (8):

$$\begin{aligned} B &= [(\nu_{12} - \lambda n_2)^2 - (\nu_{11} - \lambda n_1)^2] / (n_2^2 - n_1^2); \\ \nu_{ст} &= \{((\nu_{11} - \lambda n_1)^2 n_2^2 - (\nu_{12} - \lambda n_2)^2 n_1^2) / (n_2^2 - n_1^2)\}^{0,5}. \end{aligned} \quad (9)$$

Число узловых диаметров λ находим, подставляя в неиспользованное уравнение системы (8), выражений B и $v_{ст}$ из формулы (9)

$$\lambda = 0,5 [\nu_{11}(n_3^2 - n_2^2) - \nu_{12}(n_3^2 - n_1^2) + \nu_{13}(n_2^2 - n_1^2)] / [\nu_{11}n_1(n_3^2 - n_2^2) - \nu_{12}n_2(n_3^2 - n_1^2) + \nu_{13}n_3(n_2^2 - n_1^2)] . \quad (10)$$

Аналогично составляются уравнения для случая определения параметров колебаний пилы по назад бегущей цепи волн.

В работе [5] авторами предложен метод, который позволяет задать форму колебаний λ в начале эксперимента специальной расстановкой акустических вибраторов и устранить трудоемкую операцию их расчета. Блок-схема установки с регулируемой частотой вращения приведена на рис. 4.

Вибраторы устанавливаются неподвижно с одной стороны пилы против ее периферийной зоны. При колебаниях пилы с $\lambda = 2$ центральный угол между вибраторами $\theta = 90^\circ$; для $\lambda = 3$ $\theta = 60^\circ$; для $\lambda = 4$ $\theta = 45^\circ$. Питание среднего вибратора осуществляется от генератора в противофазе с питанием двух других вибраторов. Колебания пилы воспринимает датчик колебаний, сигнал которого поступает на осциллограф и цифровой частотомер. Синхронизация развертки изображения на экране осциллографа с частотой вращения пилы осуществляется с помощью датчика одного оборота.

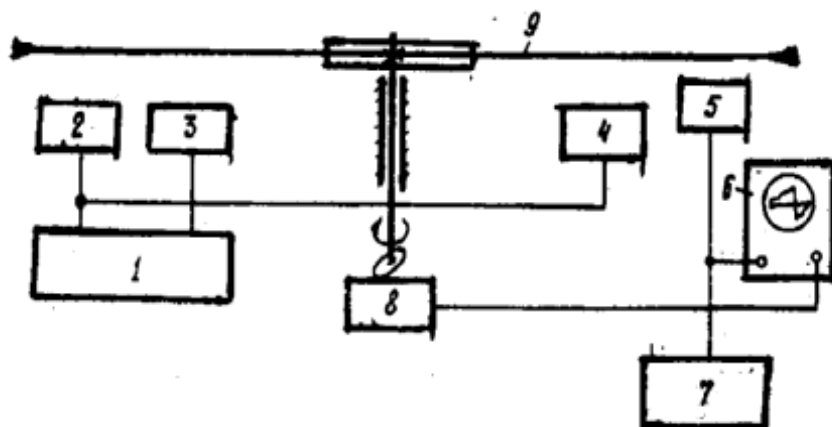


Рисунок 4 – Блок-схема экспериментальной установки:

1 – звуковой генератор ЗГ-10; 2, 3, 4 – акустические вибраторы; 5 – датчик колебаний; 6 – осциллограф С9-4; 7 – цифровой электронный частотомер ЧЗ-34; 8 – датчик одного оборота; 9 – пила

Типовые осциллограммы колебаний пилы для $n = 13 \text{ с}^{-1}$, $\lambda = 2$ приведены на рис. 5.

Момент резонанса устанавливается по максимуму амплитуды колебаний v_1 и v_2 , а их измерение выполняется с помощью частотомера. Для условий, соответствующих рис. 5, $v = K n$, где K – число экстремумов одного знака на осциллограммах за время одного оборота; $v_2 = 8 \cdot 13 = 78 \text{ Гц}$;

$v_1 = 16 \cdot 13 = 182 \text{ Гц}$. Рассчитываем: динамическую частоту по формуле $v_d = v_2 + \lambda n$; B по формуле (2); $n_{кр}$ по формуле (4).

Выбор метода и средств экспериментальной оценки вибрационной активности вращающихся гибких дисков требует учета условий, при которых будет выполняться оценка, ее целей, требуемой точности измерений.

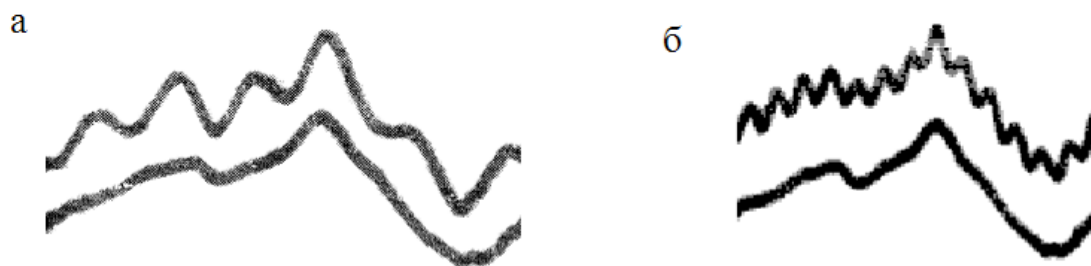


Рисунок 5 – Осциллограммы колебаний:

а – резонансной назад бегущей цепи волн за время одного оборота;
б – то же вперед бегущей (нижняя кривая – развертка профиля диска)

Библиографический список

1. Пашков В.К. Колебания и устойчивость дереворежущих круглых пил : В кн. Вибрация. Шум. Вибродиагностика : Матер. межгос. науч.-техн. семинара «Виброакустические процессы в технологиях, оборудовании и сооружениях лесопромышленного комплекса», 23-25 ноября 1999 г. / Урал. гос. лесотехн. акад. -Екатеринбург, 2000. – С. 56-63.
2. Кэмпбелл В. Аксиальная вибрация дисков паровых турбин и меры защиты от нее. – М.-Л.: ОНТИ, 1987. – 136 с.
3. Левин А.В. Рабочие лопатки и диски паровых турбин. – М.: Госэнергоиздат, 1953. – 624 с.
4. Об экспериментальных методах определения критических оборотов тонких дисков / В.К. Пашков, В.Г. Бодалев, Э.М. Туриков, А.И. Шевченко // Изв. ВУЗ. Лесной журнал. – 1973. – № 6. – С. 63-68.
5. Дунаева В.В., Дунаев В.Ф. Экспериментальный метод исследования колебаний дисковых пил // Изв. ВУЗ. Лесной журнал. – 1982. – № 2. –С. 99-103.

Пищов С.Н., Гороновский А.Р. (БГТУ, г. Минск, РБ)

sergeypishov@mail.ru

ПОВЫШЕНИЕ ТЯГОВО-СЦЕПНЫХ СВОЙСТВ ФОРВАРДЕРОВ 6К6 С КОМБИНИРОВАННЫМ ТИПОМ ДВИЖИТЕЛЯ

INCREASE OF ROADHOLD FORWARDERS 6 WD WITH THE COMBINED TYPE MOVER

В настоящее время лесозаготовительные предприятия Республики Беларусь уделяют значительное внимание освоению труднодоступного лесосечного фонда, который расположен на заболоченной местности и почвогрунтах с низкой несущей способностью. В связи с наметившейся тенденцией перехода на технологии с применением колесных лесных машин, возникла необходимость повышения их тягово-сцепных свойств